

# Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 621.436

## Оценка показателей рабочего цикла HCCI-двигателя с наддувом при различных частотах вращения коленчатого вала и нагрузках

В.Г. Камалтдинов<sup>1</sup>, В.А. Марков<sup>2</sup>, Г.Д. Драгунов<sup>1</sup><sup>1</sup> Южно-Уральский государственный университет, 454080, Челябинск, Российская Федерация, Ленина пр., д. 76.<sup>2</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

## Evaluation of duty cycle parameters of an HCCI-supercharged engine at various loads and rotational speeds of the crankshaft

V.G. Kamaltdinov<sup>1</sup>, V.A. Markov<sup>2</sup>, G.D. Dragunov<sup>1</sup><sup>1</sup> South Ural State University, Lenina ave., 76, 454080, Chelyabinsk, Russian Federation.<sup>2</sup> Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation. e-mail: markov@power.bmstu.ru

**i** Показатели рабочего цикла двигателя с объемным самовоспламенением гомогенного заряда (HCCI-двигателя) в значительной степени определяются скоростным и нагрузочным режимами. Для исследования влияния параметров рабочего тела в цилиндре HCCI-двигателя разработана методика расчета его рабочего цикла, основой которой является уравнение для определения давления рабочего тела переменной массы в конце элементарного участка расчета индикаторной диаграммы. По разработанной методике проведены расчетные исследования показателей рабочего цикла при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала HCCI-двигателя, конвертированного из дизеля ЧН13/15 ООО «ЧТЗ-Уралтрак» и работающего на смесевом топливе на основе природного газа с добавлением диметилового эфира. Установлено, что увеличение цикловой подачи смесевое топлива от 0,13 до 0,18 г при постоянстве частоты вращения коленчатого вала  $n = 2\ 100\ \text{мин}^{-1}$ , давления наддува  $p_a = 0,24\ \text{МПа}$  и массовой доли диметилового эфира в смеси  $\varphi_{\text{ДМЭ}} = 0,27$  обуславливает практически линейный рост среднего индикаторного давления  $p_i$  от 1,01 до 1,87 МПа. При снижении частоты вращения коленчатого вала от 2 100 до 1 000  $\text{мин}^{-1}$  и постоянстве других параметров индикаторные показатели ухудшаются примерно на 2 %.

Ключевые слова: рабочий цикл, индикаторная диаграмма, коленчатый вал двигателя, частота вращения.

**i** The duty cycle parameters of the engine with spontaneous ignition of a homogeneous charge (HCCI engine) are largely determined by speed and load modes. To investigate the influence of the parameters of a working medium in the cylinder of the HCCI-engine, a design procedure is developed. The procedure is based on the equation for determining the pressure of a variable-mass working medium at the end of an elementary calculation section of the indicator

diagram. The numerical analysis of the duty cycle under different loads and speeds of the HCCI-engine crankshaft is performed. The engine is developed from the CHN13/15 diesel provided by ChTZ-URALTRAC Ltd. and uses the fuel which is a mixture of natural gas and dimethyl ether. It was found that increasing the cycle fuel supply from 0.13 to 0.18 g at the engine speed  $n = 2100 \text{ min}^{-1}$ , the boost pressure  $p_a = 0.24 \text{ MPa}$ , and the mass fraction of dimethyl ether  $\varphi_{\text{DME}} = 0.27$  causes an almost linear increase in the mean indicated pressure  $p_i$  from 1.01 to 1.87 MPa. Reducing the engine rotational speed from 2100 to  $1000 \text{ min}^{-1}$  deteriorates indicator parameters by about 2% if the other parameters are constant.

**Keywords:** duty cycle, indicator diagram, engine crankshaft, rotational speed.

Характерной особенностью двигателей внутреннего сгорания, устанавливаемых на транспортных средствах, эксплуатируемых в условиях интенсивного городского движения, является широкий диапазон скоростных режимов и степени использования мощности. При этом большую долю режимов составляют режимы с пониженной частотой вращения и частичной нагрузкой. В частности, дизель типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5) городского автобуса, изготовленного на базе автомобиля ЗиЛ-5301 «Бычок», выполняющего рейс при полной загрузке (общая масса 6,95 т), работает на режиме номинальной мощности (при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ ) только 1,2 % времени (рис. 1) [1]. Основную долю режимов этого двигателя составляют режимы холостого хода (около половины), причем, на режим холостого хода при минимальной частоте вращения ( $n_{\text{ХХ min}} = 600 \text{ мин}^{-1}$ ) приходится около трети (32,2 %) всего времени работы.

При работе двигателя на частичных скоростных и нагрузочных режимах отмечается рассогласование характеристик различных систем комбинированного двигателя — топливоподдачи, воздухоподогревателя, охлаждения и др. В результате на этих режимах может наблюдаться ухудшение показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) (рис. 2) [1]. В частности, при переходе дизеля типа Д-245 с режима максимальной мощности (номиналь-

ный режим с частотой вращения коленчатого вала  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$  и средним эффективным давлением  $p_e = 0,75 \text{ МПа}$ ) на режим с номинальной частотой вращения ( $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ ) и нагрузкой, соответствующей среднему эффективному давлению  $p_e = 0,3 \text{ МПа}$ , удельный эффективный расход топлива  $g_e$  увеличивается с 260 до  $300 \text{ г/(кВт·ч)}$  (рис. 2, а).

Аналогичная тенденция присуща и транспортным двигателям с объемным самовоспламенением гомогенного заряда (Homogeneous Charge Compression Ignition) — HCCI-двигателям, которые признаются многими учеными перспективными двигателями для транспортных средств. В этих двигателях реализуется внешнее смесеобразование, а воспламенение происходит от теплоты сжатия смеси в цилиндре (как и в дизельных двигателях). В результате в HCCI-двигателях удается сочетать достоинства двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с искровым зажиганием, работающих на бензине, и дизелей. Процесс сгорания при объемном самовоспламенении гомогенной смеси отличается малой продолжительностью (7...20 градусов поворота коленчатого вала — град п.к.в.) и высокой скоростью тепловыделения [2–5].

Несмотря на большое количество исследований во всем мире в настоящее время остается не решенной задача управления процессом сгорания, которую сложно решить без расчетно-теоретических исследований. Известные расчетные методики учитывают специфику объемного сгорания обедненной горючей смеси [2, 3, 6, 7]. В результате достигаются удивительные совпадения индикаторных диаграмм в районе верхней мертвой точки (ВМТ), но получаемые расчетные значения скорости тепловыделения на отдельных режимах существенно отличаются от экспериментальных.

Опыт моделирования процесса сгорания гомогенной топливно-воздушной смеси широкого качественного состава [8–12] позволил разработать методику расчета рабочего цикла HCCI-двигателя, учитывающую специфику его работы при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала и позволяющую прогнозировать его индикаторные показатели.

Цель работы — оценка показателей рабочего цикла HCCI-двигателя с наддувом при различных частотах вращения коленчатого вала и нагрузках.

**Методика расчета рабочего цикла HCCI-двигателя.** Методика расчета рабочего цикла при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала базируется на уравнении для определения давления рабочего тела

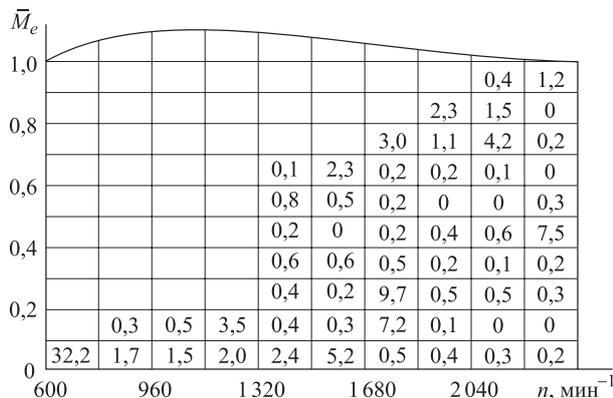


Рис. 1. Распределение режимов работы дизеля типа Д-245 городского автобуса в условиях интенсивного городского движения (в каждом диапазоне режимов, характеризуемых частотой вращения и нагрузкой, указана доля режимов работы в этом диапазоне, %):  $n$  — частота вращения;  $\bar{M}_e$  — крутящий момент двигателя, характеризующий нагрузку

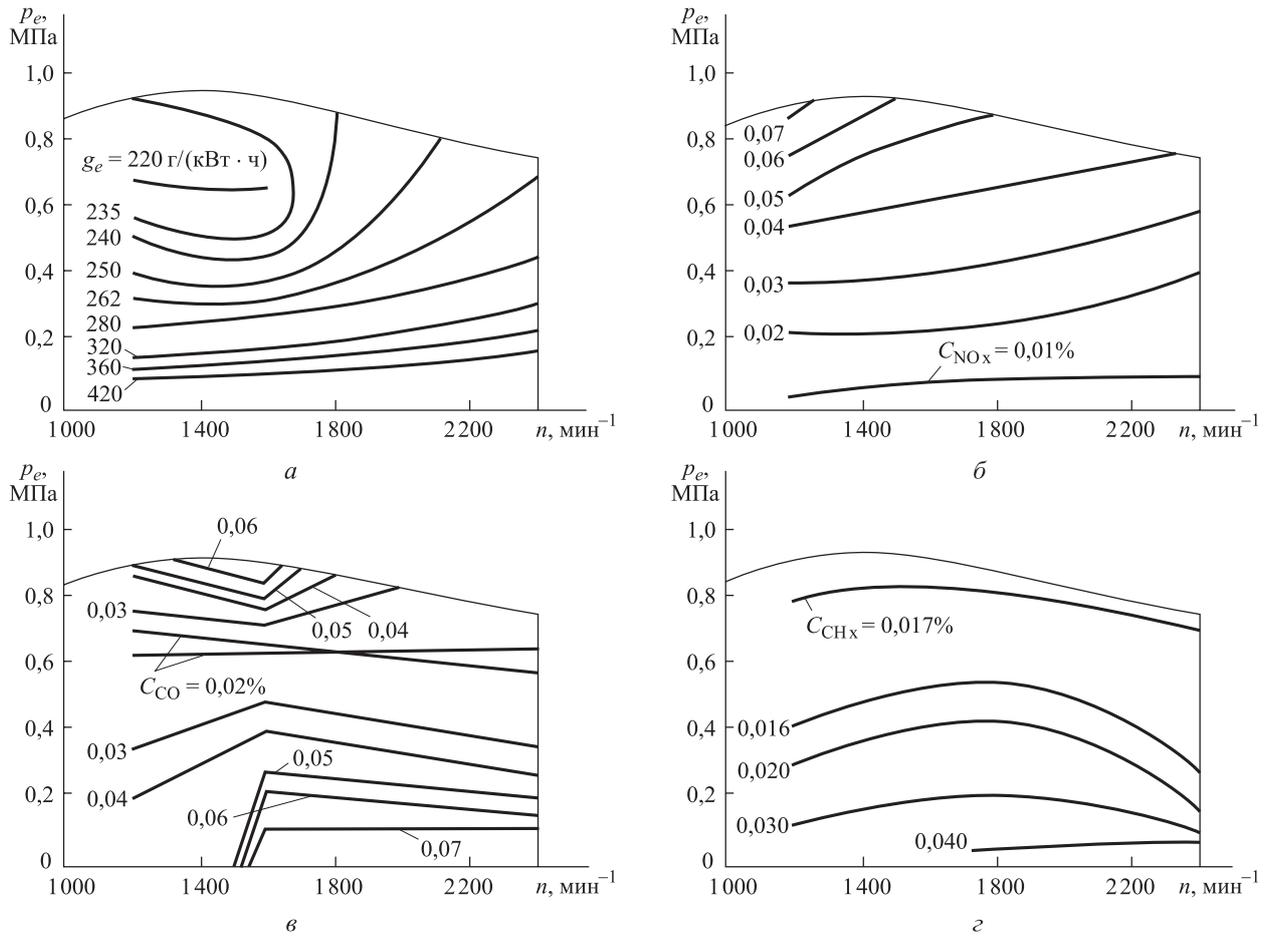


Рис. 2. Характеристики удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  (а), концентраций оксидов азота  $C_{NO_x}$  (б), монооксида углерода  $C_{CO}$  (в) и углеводородов  $C_{CH_x}$  (г) в ОГ дизеля типа Д-245 (при угле опережения впрыскивания топлива  $\theta = 12^\circ$  поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки)

переменной массы в конце элементарного участка расчета индикаторной диаграммы с началом в точке 1 и окончанием в точке 2 [13]:

$$p_2 = \left[ \frac{4(\Delta Q_{cr1-2} - \Delta Q_{1-2})}{m_1 + m_2} + p_1 \left( v_1 \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} - v_2 \right) + \frac{2(i_{b1} + i_{b2} - i_1 - i_2)\Delta m_{b1-2}}{m_1 + m_2} \right] / \left( v_2 \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} - v_1 \right), \quad (1)$$

где  $\Delta Q_{cr1-2}$ ,  $\Delta Q_{1-2}$  — теплота, выделившаяся при сгорании топлива, соответственно отведенная от рабочего тела и затраченная на процесс диссоциации диоксида углерода на шаге расчета от точки 1 до точки 2;  $m_1$ ,  $m_2$  и  $v_1$ ,  $v_2$  — соответственно масса и удельный объем рабочего тела в начале и конце шага расчета;  $p_1$  — давление рабочего тела в начале шага расчета;  $k_{1-2}$  — показатель адиабаты на шаге расчета;  $i_{b1}$ ,  $i_{b2}$  и  $i_1$ ,  $i_2$  — соответственно удельные энтальпии газов, входящих в цилиндр и находящихся в цилиндре в начале и конце шага расчета;  $\Delta m_{b1-2}$  — увеличение массы рабочего тела за счет входящих в цилиндр газов на шаге расчета,

$$\Delta m_{b1-2} = m_2 - m_1 + \Delta m_{y1-2}.$$

Здесь  $\Delta m_{y1-2}$  — масса утечек из цилиндра двигателя на шаге расчета

$$\Delta m_{y1-2} = \frac{K_{ц}(p_1 - p_0)\Delta\phi_{1-2}}{n\sqrt{T_1}}, \quad (2)$$

где  $K_{ц}$  — коэффициент, учитывающий состояние цилиндропоршневой группы. Значение  $K_{ц}$  подбиралось на основании пробного индицирования и в расчетах принималось постоянным для каждого двигателя;  $\Delta\phi_{1-2}$  — шаг угла поворота коленчатого вала;  $p_0$  — давление картерных газов, равное давлению окружающей среды;  $T_1$  — температура в начале шага расчета.

Выражение (2) получено на основании обработки результатов экспериментов на одноцилиндровом дизеле 1Ч15/16 при малых частотах вращения  $n$ .

Разработанная методика позволяет, начиная с параметров в конце впуска, рассчитывать текущие значения давления, температуры и массы в тактах сжатия и расширения по элементарным участкам индикаторной диаграммы от точки 1 до точки 2 с шагом  $\Delta\phi_{1-2}$  по углу поворота коленчатого вала. При переходе от одного элементарного участка к следующему рассчитанные параметры конца предыдущего участка (с индексом «2») последовательно

становятся начальными для текущего участка (с индексом «1»).

Теплота, выделившаяся при сгорании топлива за интервал времени  $dt = \Delta\varphi_{1-2}/(6n)$  на расчетном участке рабочего цикла (от точки 1 до точки 2), определяется по выражению

$$\Delta Q_{сг1-2} = \Delta m_{сг1-2} \xi H_U = \xi H_U \mu_T A_0 \frac{Z_E \Delta\varphi_{1-2}}{\tau_y 6n}. \quad (3)$$

Здесь  $\Delta m_{сг1-2}$  — масса топлива, сгоревшего на шаге расчета от точки 1 до точки 2. При отсутствии сгорания, например, в процессе сжатия  $\Delta m_{сг1-2} = 0$ ;  $\xi$  — коэффициент эффективности сгорания топлива. В расчетах принималось  $\xi = 1$ ;  $H_U$  — низшая теплотворная способность топлива;  $\mu_T$  — молекулярная масса топлива;  $A_0$  — число Авогадро;  $Z_E$  — количество активных молекул топлива;  $\tau_y$  — условная продолжительность реакции окисления группы активных молекул топлива;  $n$  — частота вращения коленчатого вала.

В соответствии с известным законом Аррениуса количество активных молекул топлива  $Z_E$  определяется по уравнению

$$Z_E = Z_T e^{-\frac{E_a}{RT}}, \quad (4)$$

где  $Z_T$  — общее количество молекул топлива;  $E_a$  — энергия активации;  $T$  — температура смеси.

Текущее значение энергии активации определяется по эмпирическому выражению в зависимости от температуры смеси:

$$E_a = E_{a1} + \frac{(T - 900)(E_{a2} - E_{a1})}{1100}. \quad (5)$$

Здесь  $E_{a1}$ ,  $E_{a2}$  — энергии активации соответственно в начале и конце процесса сгорания (табл. 1). Условная продолжительность реакции окисления группы активных молекул топлива определяется по выражению [8]

$$\tau_y = \frac{Z_T}{k K_1 K_2 V C_T^p C_{O_2}^q} = \frac{V}{\text{const} K_1 K_2 Z_T^{p-1} Z_{O_2}^q}, \quad (6)$$

где  $Z_T$  — общее количество молекул топлива в рассматриваемом объеме  $V$  цилиндра двигателя;  $k$  — константа, учитывающая количество активных соударений молекул реагирующих веществ в единицу времени в единице объема (см. табл. 1);  $K_1$  — коэффициент реакционной активности кислорода, учитывающий влияние инертных составляющих рабочего тела (азота и продуктов сгорания);  $K_2$  — коэффициент, учитывающий турбулентность внутри камеры сгорания,  $K_2 \geq 1$ ;  $C_T$ ,  $C_{O_2}$  — концентрации всех молекул топлива  $Z_T$

и кислорода  $Z_{O_2}$  в объеме  $V$  соответственно,  $C_T = Z_T/V$  и  $C_{O_2} = Z_{O_2}/V$ ;  $p$ ,  $q$  — показатели степени (см. табл. 1).

Коэффициент  $K_1$  определяется по эмпирической формуле [7]

$$K_1 = 1 - \left( 1 - \frac{Z_{O_2}}{Z_{O_2} + Z_{N_2} + Z_{CO_2} + Z_{H_2O} + Z_{CO}} \right)^6, \quad (7)$$

где  $Z_{N_2}$ ,  $Z_{CO_2}$ ,  $Z_{H_2O}$  и  $Z_{CO}$  — количество молекул соответственно азота, диоксида углерода, воды и оксида углерода в расчетном объеме  $V$ .

Турбулентный характер процесса сгорания гомогенной смеси в цилиндре ДВС, вызванный движением поршня, предлагается моделировать коэффициентом  $K_2$ , который определяется по следующей эмпирической зависимости:

$$K_2 = 1 + \pi/2 |\sin \varphi|. \quad (8)$$

Здесь  $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала. При моделировании сгорания гомогенной смеси в камере постоянного объема принимается  $K_2 = 1$ .

Теплота, отведенная от рабочего тела на расчетном участке рабочего цикла (от точки 1 до точки 2), определяется из выражения

$$\Delta Q_{1-2} = \Delta Q_{W1-2} + \Delta Q_{исп1-2}, \quad (9)$$

где  $\Delta Q_{W1-2}$  — теплота, отведенная от рабочего тела в стенки надпоршневого объема, вычисляется по известному закону Ньютона — Рихмана:

$$\Delta Q_{W1-2} = \frac{\alpha_1 F_1 (T_1 - T_W) \Delta\varphi_{1-2}}{6n}. \quad (10)$$

Здесь  $\alpha_1$  — коэффициент теплоотдачи от рабочего тела в стенки надпоршневого объема в начале шага расчета;  $F_1$ ,  $T_W$  — площадь и температура поверхности надпоршневого объема, соприкасающаяся с рабочим телом в начале шага расчета;  $T_1$  — температура рабочего тела в начале шага расчета;  $\Delta Q_{исп1-2}$  — теплота, отведенная от рабочего тела на нагрев и испарение поданного в цилиндр топлива. При отсутствии подачи топлива на текущий шаг расчета  $\Delta Q_{исп1-2} = 0$ .

Как отмечается в работе [14], известные выражения Вошни для определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  от рабочего тела в стенки надпоршневого объема, применяемые для расчетов в дизелях, где имеют место высокие локальные температуры, не совсем корректно использовать для расчетов в НСС1-двигателях, так как они дают завышенные значения теплоотдачи. Однако в первом приближении при отсутствии достаточного объема экспериментального материала на различных

Таблица 1

Параметры, используемые в расчете процесса сгорания исследованных топлив

Топливо	$E_{a1}$ , кДж/(г·моль)	$E_{a2}$ , кДж/(г·моль)	$k \cdot 10^{18}$ , м <sup>3</sup> /с	Показатель степени	
				$p$	$q$
Диметиловый эфир (ДМЭ)	72–116 в зависимости от количества метана	120	2	1,95	0,05
Дизельное топливо	77	130	2	1,566	0,434
Пропан	130	135	45	1,4	0,6
Природный газ	130	171	55	1,1	0,9

режимах работы НССИ-двигателей их применение оправдано.

Как показали результаты расчетов максимальная температура рабочего тела НССИ-двигателя при оптимизированных параметрах горючей смеси на впуске не превышает 2 000...2 100 К [9, 12]. Степень диссоциации диоксида углерода при этих температурах не превышает 0,013, поэтому теплоту, затрачиваемую на процесс диссоциации, можно не учитывать [15].

Текущая масса рабочего тела на шаге расчета определяется как сумма всех компонентов топливно-воздушной смеси (азота, кислорода, аргона, диоксида углерода, воды, топлива) с учетом ее изменения в процессе сгорания углеводородного топлива с образованием диоксида углерода и воды. Также учитывается подача дополнительного компонента и утечки через цилиндропоршневой зазор, которые влияют на интегральные показатели ДВС. При необходимости количество рабочего тела, поступающего на шаге расчета от точки 1 до точки 2, можно вычислять по другим известным зависимостям.

Наличие фактора времени (в виде частоты вращения коленчатого вала  $n$ ) в формулах (2), (3) и (10) для определения утечек рабочего тела ( $\Delta m_{1-2}$ ), тепловыделения ( $Q_{сг 1-2}$ ) и теплоотдачи ( $\Delta Q_{W 1-2}$ ) через продолжительность каждого шага позволяет рассчитывать рабочий цикл при различных частотах вращения коленчатого вала, включая случаи неравномерного вращения коленчатого вала ДВС, которые характерны для холодного пуска.

Показатель адиабаты  $k$  определяется по теплоемкости смеси газов, составляющих рабочее тело (азот, кислород, аргон, диоксид углерода, вода, пары топлива), с учетом температурной зависимости каждого компонента по А.А. Равделю и его количества в текущий момент времени [15]. В методике использованы известные физико-химические параметры исследованных топлив [15].

Величины объемов определяются по известным зависимостям кинематики кривошипно-шатунного механизма ДВС. Процесс сжатия начинается в момент закрытия впускных клапанов. До этого времени изменение объема приводит к пропорциональному уменьшению массы рабочего тела за счет выталкивания его части из цилиндра при сохранении заданного давления начала сжатия.

Система уравнений (2)–(10) и исходное уравнение (1) позволяют определять давление в цилиндре двигателя в зависимости от объема и массы рабочего тела (при утечках из объема сжатия и подаче дополнительного компонента), тепловыделения внутри цилиндра, затрат энергии на смесеобразование и теплообмен со стенками объема сжатия. Далее определяется средняя температура рабочего тела в точке 2 из уравнения состояния газов

$$T_2 = \frac{p_2 v_2}{R}. \quad (11)$$

Таким образом, в разработанной методике расчета рабочего цикла учитываются текущие значения тепловыделения, теплоотдачи, изменение массы, объема и состава рабочего тела в цилиндре, что позволяет

применять ее для прогнозирования индикаторных показателей НССИ-двигателя на различных режимах работы (по тепловому состоянию ДВС, нагрузке и частоте вращения коленчатого вала).

**Расчетные исследования при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала.** Для практического использования НССИ-двигателей особый интерес представляет возможность повышения их удельной мощности за счет применения наддува. Представленная методика позволяет прогнозировать возможные показатели рабочего цикла конкретного НССИ-двигателя при заданных конструктивных и регулировочных параметрах.

Расчетные исследования проводились для НССИ-двигателя, конвертированного из дизеля ЧН13/15 000 «ЧТЗ-Уралтрак» и работающего на смесевом топливе на основе природного газа с добавлением диметилового эфира (ДМЭ) в количестве, соответствующем массовой доле  $\varphi_{\text{ДМЭ}} = 0,27$ . При этом сохранялись неизменными следующие параметры: геометрическая степень сжатия ( $\epsilon_r = 14$ ), угол закрытия впускных клапанов (55 град п.к.в. после НМТ), давление ( $p_a = 0,24$  МПа) и температура ( $T_a = 355$  К) начала сжатия.

**Результаты расчетных исследований рабочего цикла НССИ-двигателя с наддувом при различных нагрузках.** Исследования при различных нагрузках проводились при частоте вращения коленчатого вала  $n = 2 100$  мин<sup>-1</sup> и изменении цикловой подачи смесевого топлива от 0,10 до 0,18 г, что соответствует уменьшению коэффициента избытка воздуха по смесевому топливу  $\alpha_{\text{см}}$  от 2,69 до 1,46 (на 45,7 %).

По мере повышения цикловой подачи воспламенение ускоряется и процесс сгорания интенсифицируется. В результате угол максимальной скорости сгорания  $\alpha_{W сг \max}$  уменьшается на 10 град п.к.в. (до 362 град п.к.в.), а максимальная скорость нарастания давления  $W_{p \max}$  увеличивается в 3,2 раза (до 10,7 МПа/град п.к.в.) (рис. 3). Одновременно увеличиваются максимальные давление  $p_{\max}$  на 7,92 МПа (до 19,39 МПа), температура  $T_{\max}$  на 177 К (до 2 453 К) и среднее индикаторное давление цикла  $p_i$  на 0,847 МПа (83,1 %). В то же время экономические индикаторные показатели ( $\eta_i$  и  $g_i$ ) сначала улучшаются, а затем постепенно ухудшаются.

Анализ полученных результатов показал, что при заданных начальных условиях наибольший индикаторный КПД  $\eta_i = 0,473$  и наименьший удельный индикаторный расход топлива  $g_i = 172,1$  г/(кВт·ч) достигаются в рабочих циклах с цикловой подачей смесевого топлива 0,13 г (см. рис. 3). При этом максимальная скорость сгорания (по тепловыделению) наступает через 6 град п.к.в. после ВМТ ( $\alpha_{W сг \max} = 366$  град п.к.в.). Это соответствует величине оптимального угла, полученного ранее [11, 14, 15] при исследовании влияния  $T_a$ , степени сжатия, угла закрытия впускных клапанов и коэффициента остаточных газов  $\gamma_{\text{ост}}$  на показатели рабочего цикла. Максимальное давление в цилиндре  $p_{\max}$  на этом режиме составляет 15,59 МПа, максимальная температура газа  $T_{\max} = 2 062$  К при коэффициенте избытка воздуха по смесевому топливу  $\alpha_{\text{см}}$

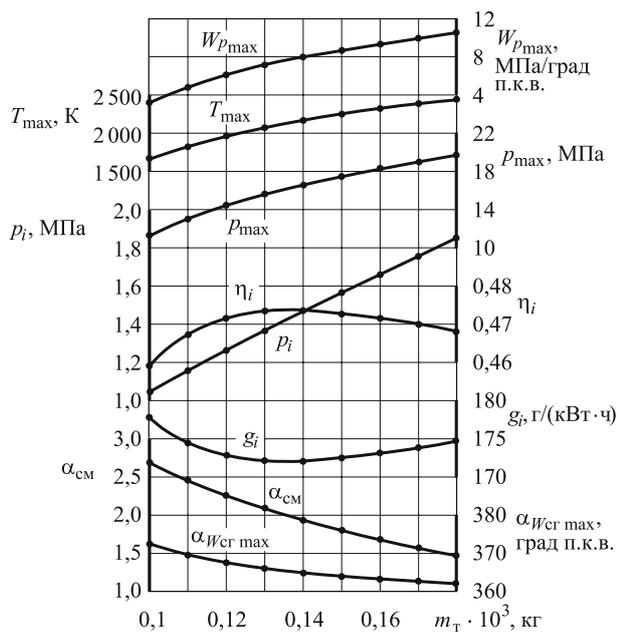


Рис. 3. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя с наддувом от цикловой подачи смеси топлива при постоянной температуре начала сжатия  $T_a = 355$  К

=2,05. Таким образом, увеличение цикловой подачи смеси топлива при постоянстве других параметров приводит к практически линейному росту среднего индикаторного давления двигателя. Однако раннее сгорание и снижение суммарного коэффициента избытка воздуха ниже значения 2,0 не только ухудшают экономические индикаторные показатели, но и увеличивают механическую и тепловую напря-

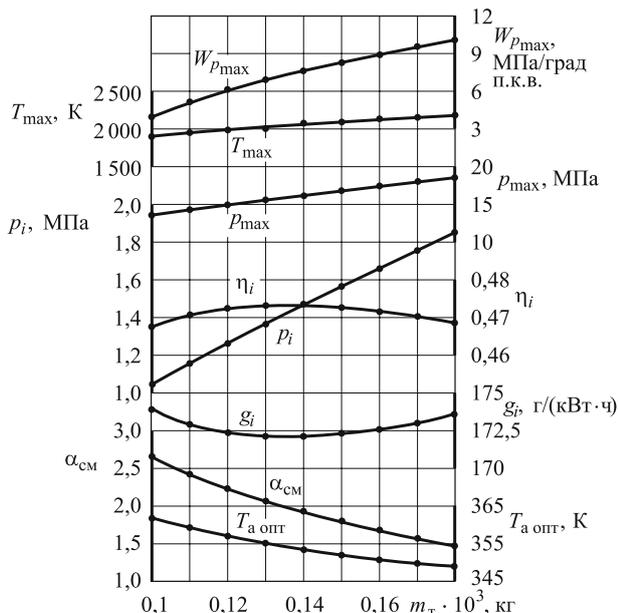


Рис. 4. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя с наддувом от цикловой подачи смеси топлива при оптимальной температуре в начале сжатия

женность, а также опасность возникновения детонационного сгорания.

Выполненные ранее расчетные исследования рабочего цикла НССИ-двигателя без наддува [9, 10, 12] показали возможность влияния на процессы воспламенения и сгорания гомогенной смеси за счет изменения температуры в начале сжатия. Результаты расчетов рабочего цикла НССИ-двигателя с наддувом при подборе оптимальной температуры  $T_{a\text{опт}}$  для получения на каждом режиме наилучших индикаторных показателей рабочего цикла, характеризующихся углом  $\alpha_{WCG\text{max}} = 366$  град п.к.в., приведены на рис. 4. На рисунке видно, что увеличение температуры  $T_a$  от 355 до 362 К при уменьшении подачи топлива от 0,10 до 0,13 г приводит к улучшению индикаторных показателей (на ~1,9 %) и увеличению максимальных значений давления (на ~2 МПа) и температуры (на ~158 К) в цилиндре по сравнению с результатами при постоянной температуре  $T_a = 355$  К. Одновременно можно ожидать более стабильное самовоспламенение обедненной гомогенной смеси с коэффициентом избытка воздуха по смеси топливу  $\alpha_{CM} = 2,64$ .

Уменьшение температуры  $T_a$  от 355 до 349 К при увеличении подачи топлива от 0,13 до 0,18 г также приводит к улучшению индикаторных показателей (всего на ~0,45 %) (см. рис. 3), но максимальные значения давления и температуры в цилиндре при этом снижаются на 0,81 МПа (~4,2 %) и 45 К (~1,8 %) соответственно, по сравнению с результатами при постоянной температуре  $T_a = 355$  К (см. рис. 2).

**Результаты расчетных исследований рабочего цикла НССИ-двигателя с наддувом при различных частотах вращения коленчатого вала.** Исследования при различных частотах вращения коленчатого вала проводились с учетом турбулентного характера процесса сгорания гомогенной смеси в цилиндре ДВС с коэффициентом  $K_2$ . В результате на всех режимах получено улучшение

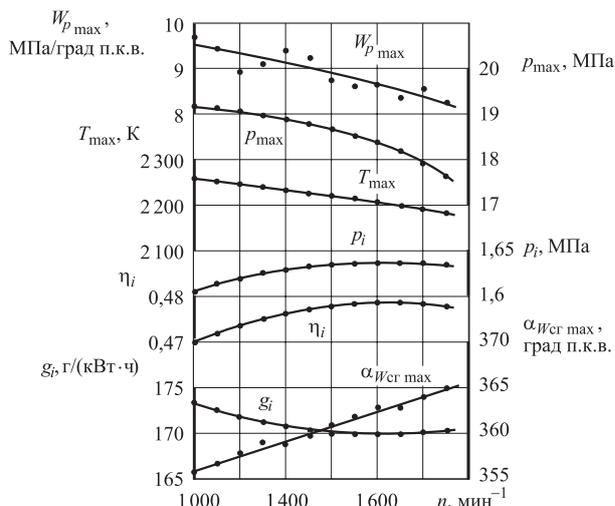


Рис. 5. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя с наддувом от частоты вращения коленчатого вала при постоянной температуре начала сжатия  $T_a = 351$  К

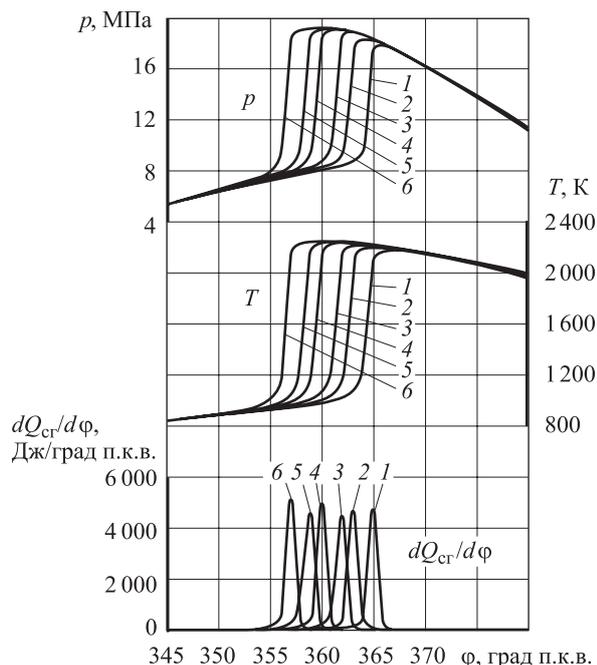


Рис. 6. Влияние частоты вращения коленчатого вала НССИ-двигателя на давление, температуру и скорость тепловыделения в цилиндре при постоянной температуре начала сжатия  $T_a = 351$  К:

- 1 —  $n = 2\ 100\ \text{мин}^{-1}$ ; 2 —  $n = 1\ 900\ \text{мин}^{-1}$ ;
- 3 —  $n = 1\ 700\ \text{мин}^{-1}$ ; 4 —  $n = 1\ 500\ \text{мин}^{-1}$ ;
- 5 —  $n = 1\ 300\ \text{мин}^{-1}$ ; 6 —  $n = 1\ 100\ \text{мин}^{-1}$

индикаторных показателей рабочего цикла и снижение максимальной скорости нарастания давления.

Для заданных конструктивных параметров НССИ-двигателя определена температура в начале сжатия  $T_a = 351$  К, при которой обеспечиваются наилучшие индикаторные показатели на номинальном режиме (эффективная мощность 183,8 кВт,  $n = 2\ 100\ \text{мин}^{-1}$ ): среднее индикаторное давление  $p_i = 1,635$  МПа, индикаторный КПД  $\eta_i = 0,478$ , удельный индикаторный расход топлива  $g_i = 170,3$  г/(кВт·ч). Цикловые подачи природного газа и ДМЭ составили 0,112 и 0,042 г соответственно. Угол максимальной скорости сгорания  $\alpha_{W_{cr\ max}} = 365$  град п.к.в. (рис. 5).

При уменьшении частоты вращения коленчатого вала от 2 100 до 1 000  $\text{мин}^{-1}$  сгорание начинается все раньше. При постоянной температуре  $T_a = 351$  К угол максимальной скорости сгорания изменился от 365 град п.к.в. (при  $n = 2\ 100\ \text{мин}^{-1}$ ) до 357 град п.к.в. (при  $n = 1\ 100\ \text{мин}^{-1}$ ), т. е. на 8 град п.к.в. (рис. 6). Характер процесса сгорания практически не изменился, но максимальное значение скорости тепловыделения  $dQ_{cr}/d\phi$  имело тенденцию к увеличению в диапазоне 4 500...5 200 Дж/град п.к.в. (см. рис. 5). В результате чего максимальные значения давления  $p_{max}$ , температуры  $T_{max}$  и скорости нарастания давления  $W_{p_{max}}$  в цилиндре увеличились соответственно на 1,54 МПа, 76 К и 1,4 МПа/град п.к.в., а индикаторные показатели ухудшились (на ~2 %) (см. рис. 5).

Подбором оптимальной температуры  $T_{a\ опт}$  для каждого скоростного режима удалось замедлить развитие

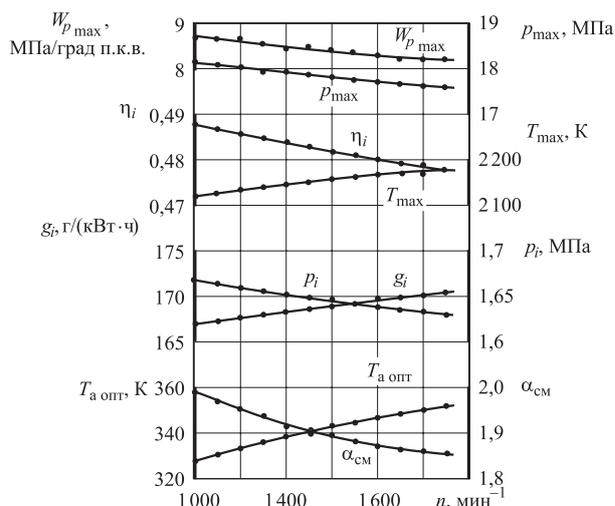


Рис. 7. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя с наддувом от частоты вращения коленчатого вала при оптимальной температуре в начале сжатия

процесса сгорания и увеличить угол максимальной скорости сгорания  $\alpha_{W_{cr\ max}}$  до уровня ~365 град п.к.в. (рис. 7). В результате снижения температуры в начале сжатия на меньших частотах вращения коленчатого вала (от 351 до 328 К) коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{cm}$  увеличился с 1,85 ( $n = 2\ 100\ \text{мин}^{-1}$ ) до 1,98 ( $n = 1\ 000\ \text{мин}^{-1}$ ) (на ~7 %), а максимальная температура  $T_{max}$  снизилась на 149 К до 2 110 К (при  $T_a = 351$  К  $T_{max} = 2\ 259$  К). Максимальное давление  $p_{max}$  и скорость нарастания давления  $W_{p_{max}}$  также стали меньше: 18,2 МПа против 19,2 МПа (на 5 %) и 8,75 МПа/град п.к.в. против 9,63 МПа/град п.к.в. (на 9 %), соответственно. Это будет способствовать снижению механической нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

В результате своевременного развития процесса сгорания индикаторные показатели по внешней скоростной характеристике заметно улучшились. Наибольший эффект зафиксирован при  $n = 1\ 000\ \text{мин}^{-1}$ , улучшение составило 3,8 %. Следует отметить, что при реализации такого регулирования температуры в начале сжатия могут возникнуть проблемы, связанные со сложностью охлаждения наддувочного воздуха (после сжатия в компрессоре до 0,24 МПа) до требуемого уровня.

Разработанная методика расчета рабочего цикла НССИ-двигателя учитывает текущие значения тепловыделения, теплоотдачи, изменение массы, объема и состава рабочего тела в цилиндре ДВС. Применение методики при известных конструктивных и регулировочных параметрах НССИ-двигателя позволяет определять индикаторные показатели рабочего цикла на различных режимах работы (по тепловому состоянию ДВС, нагрузке и частоте вращения коленчатого вала).

## Выводы

По результатам проведенных расчетных исследований можно прогнозировать следующие показатели рабочего цикла НССИ-двигателя с наддувом, конвертированного из дизеля ЧН13/15 ООО «ЧТЗ-Уралтрак»

и работающего на смеси природного газа и ДМЭ при степени сжатия 14 единиц и давлении начала сжатия 0,24 МПа.

1. Увеличение цикловой подачи смесового топлива (от 0,13 до 0,18 г) при постоянстве частоты вращения коленчатого вала ( $2\ 100\ \text{мин}^{-1}$ ), давления наддува ( $p_a = 0,24\ \text{МПа}$ ) и массовой доли ДМЭ ( $\varphi_{\text{ДМЭ}} = 0,27$ ) приводит к практически линейному росту среднего индикаторного давления  $p_i$  от 1,01 до 1,87 МПа. При этом индикаторный КПД  $\eta_i$  изменяется в диапазоне от 0,459 до 0,473, а удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  — от 172,1 до 177,5 г/(кВт·ч).

2. Наибольший индикаторный КПД  $\eta_i$  (0,473) и наименьший удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  (172,1 г/(кВт·ч)) достигаются в рабочих циклах с цикловой подачей смесового топлива 0,13 г. При этом максимальная скорость сгорания наступает через 6 град п.к.в. после ВМТ ( $\alpha_{W_{\text{сг max}}} = 366\ \text{град п.к.в.}$ ), максимальное давление в цилиндре  $p_{\text{max}}$  составляет 15,59 МПа, максимальная температура газа  $T_{\text{max}} = 2062\ \text{K}$  при коэффициенте избытка воздуха по смесовому топливу  $\alpha_{\text{см}} = 2,05$ .

3. При номинальной частоте вращения  $n = 2\ 100\ \text{мин}^{-1}$ , давлении начала сжатия 0,24 МПа и суммарном коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_{\text{см}} = 1,85$  наилучшие индикаторные показатели достигаются в рабочих циклах при температуре начала сжатия 351 К:  $\eta_i = 0,478$ ,  $p_i = 1,635\ \text{МПа}$  и  $g_i = 170,3\ \text{г/(кВт·ч)}$ .

4. При снижении частоты вращения коленчатого вала от 2 100 до 1 000  $\text{мин}^{-1}$  и постоянстве других параметров сгорание начинается все раньше:  $\alpha_{W_{\text{сг max}}}$  изменяется от 365 до 357 град п.к.в. (при  $n = 1\ 100\ \text{мин}^{-1}$ ), максимальные значения давления  $p_{\text{max}}$ , температуры  $T_{\text{max}}$  и скорости нарастания давления  $W_{p\ \text{max}}$  в цилиндре увеличиваются соответственно на 1,54 МПа, 76 К и 1,4 МПа/град п.к.в., а индикаторные показатели ухудшаются примерно на 2 %.

5. Для сохранения угла максимальной скорости сгорания на уровне ~365 град п.к.в. и получения наилучших индикаторных показателей рабочего цикла на каждой частоте вращения коленчатого вала целесообразно понижать температуру начала сжатия  $T_a$  от 351 до 328 К (при  $n = 1\ 000\ \text{мин}^{-1}$ ).

## Литература

- [1] Марков В.А., Гайворонский А.И., Грехов Л.В., Иващенко Н.А. *Работа дизелей на нетрадиционных топливах*. Москва, «Легион-Автодата», 2008. 464 с.
- [2] Kong S.C. A study of natural gas/DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics. *Fuel*, 2007, no. 86, pp. 1483–1489.
- [3] Luszczyk P.M. *Combustion Diagnostics in Homogeneous Charge Compression Ignition Optical and Thermal Single Cylinder Engines*. University of Birmingham. 2009. 293 pp.  
URL: <http://theses.bham.ac.uk/524/1/Luszczyk09PhD.pdf> (дата обращения 10 марта 2014).
- [4] Chen Z., Konno M., Oguma M., Yanai T. Experimental study of CI natural-gas/DME homogeneous charge engine. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-0329. 10 p.
- [5] Камалтдинов В.Г., Драгунов Г.Д., Марков В.А. Прогнозирование показателей рабочего цикла HCCI-двигателя с наддувом при различных нагрузках и частотах вращения. *Двигателестроение*, 2013, № 3, с. 9–15.
- [6] Гусаков С.В., Епифанов И.В. Исследование HCCI процесса с использованием однозонной химико-кинетической модели горения. *Вестник РУДН. Сер. Инженерные исследования*, 2008, № 2, с. 67–73.
- [7] Злотин Г.Н., Федянов Е.А., Иткис Е.М., Кузьмин В.Н. Математическое моделирование индикаторного процесса в двигателе с самовоспламенением от сжатия гомогенной метано-воздушной смеси. *Сб. науч. тр. по матер. междунар. конф. Двигатель-2007, посвящ. 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана*. Москва, 2007, с. 57–61.
- [8] Камалтдинов В.Г. Новая модель процесса горения топлива в ДВС. *Двигателестроение*, 2008, № 3(233), с. 17–20.
- [9] Камалтдинов В.Г., Никифоров С.С. Управление рабочим процессом в HCCI-двигателе. *Двигателестроение*, 2010, № 3 (241), с. 3–9.
- [10] Камалтдинов В.Г., Марков В.А. Влияние температуры огневой поверхности цилиндра на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI-двигателя. *Грузовик*, 2010, № 12, с. 38–47.
- [11] Камалтдинов В.Г., Марков В.А. Влияние геометрической степени сжатия и угла закрытия впускных клапанов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI-двигателя с наддувом. *Автогазоправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2011, № 2 (56), с. 9–16.
- [12] Камалтдинов В.Г., Марков В.А., Хрипунов С.А. Расчетное исследование влияния рециркуляции отработавших газов на показатели рабочего цикла HCCI-двигателя. *Автогазоправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2011, № 4 (58), с. 25–32.
- [13] Камалтдинов В.Г. Уточненная методика расчета параметров рабочего тела на пусковых режимах дизеля. *Двигателестроение*, 2008, №2 (232), с. 31–34.
- [14] Федянов Е.А., Иткис Е.М., Кузьмин В.Н. Особенности теплоотдачи в стенке цилиндра двигателя с самовоспламенением гомогенной топливовоздушной смеси. *Изв. ВолгГТУ. Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки*, вып. 2, 2009, № 7, с. 72–74.
- [15] Камалтдинов В.Г. Организация эффективного процесса сгорания топлива для перспективного поршневого двигателя внутреннего сгорания. Дис. ... д-ра техн. наук. Челябинск, 2012. 24 с.

## References

- [1] Markov V.A., Gaivoronskii A.I., Grekhov L.V., Ivashchenko N.A. *Rabota dizelei na netraditsionnykh toplivakh* [Work on non-conventional diesel fuels]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2008. 464 p.
- [2] Kong S.C. A study of natural gas/DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics. *Fuel*, 2007, no. 86, pp. 1483–1489.
- [3] Luszc P.M. *Combustion Diagnostics in Homogeneous Charge Compression Ignition Optical and Thermal Single Cylinder Engines*. University of Birmingham. 2009. 293 p.  
Available at: <http://theses.bham.ac.uk/524/1/Luszc09PhD.pdf> (accessed 10 March 2014).
- [4] Chen Z., Konno M., Oguma M., Yanai T. Experimental study of CI natural-gas/DME homogeneous charge engine, *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-0329. 10 p. Doi:10.4271/2000-01-0329.
- [5] Kamaltdinov V.G., Dragunov G.D., Markov V.A. Prognozirovaniye pokazatelei rabocheho tsikla HCCI-dvigatel'ia s nadduvom pri razlichnykh nagruzkakh i chastotakh vrashcheniia [Supercharged HCCI Engine: Prediction of Combustion Parameters at Varying Load and Speed]. *Dvigatelistroenie* [Engine Building]. 2013, no. 3, pp. 9–15.
- [6] Gusakov S.V., Epifanov I.V. Issledovanie HCCI protsessa s ispol'zovaniem odnozonnnoi khimiko-kineticheskoi modeli goreniiia [Zero-dimensional chemical-kinetics HCCI research]. *Vestnik RUDN. Ser. Inzhenernye issledovaniia* [Bulletin of PFUR. Ser. Engineering studies]. 2008, no. 2, pp. 67–73.
- [7] Zlotin G.N., Fedianov E.A., Itkis E.M., Kuz'min V.N. *Matematicheskoe modelirovaniye indikatornogo protsessa v dvigatele s samovosplameneniem ot szhatiia gomogennoi metano-vozdushnoi smesi* [Mathematical modeling of the indicator process in the engine with a compression-ignition homogeneous methane-air mixture]. *Sbornik nauchnykh trudov po materialam mezhdunarodnoi konferentsii Dvigatel' -2007, posviashchennoi 100-letiiu shkoly dvigatelistroeniia MG TU im. N. E. Baumana* [Collection of scientific papers based on an international conference Engine-2007, on the 100th anniversary of the school engine Bauman Moscow State Technical University]. Moscow, 2007, pp. 57–61.
- [8] Kamaltdinov V.G. Novaia model' protsessa goreniiia topliva v DVS [New Model of Fuel Combustion in Diesel Engines]. *Dvigatelistroenie* [Engine building]. 2008, no. 3(233), pp. 17–20.
- [9] Kamaltdinov V.G., Nikiforov S.S. Upravlenie rabochim protsessom v HCCI-dvigatele [Combustion Control in HCCI Engine]. *Dvigatelistroenie* [Engine building]. 2010, no. 3(241), pp. 3–9.
- [10] Kamaltdinov V.G., Markov V.A. Vliianie temperatury ognevoi poverkhnosti tsilindra na protsess sgoraniia i pokazateli rabocheho tsikla HCCI-dvigatel'ia [Influence of the cylinder hot surface temperature on the combustion process and on the HCCI engine working cycle characteristics]. *Gruzovik* [Truck]. 2010, no. 12, pp. 38–47.
- [11] Kamaltdinov V.G., Markov V.A. Vliianie geometricheskoi stepeni szhatiia i ugla zakrytiia vpusknykh klapanov na protsess sgoraniia i pokazateli rabocheho tsikla HCCI-dvigatel'ia s nadduvom [The Influence of Geometrical Degree of Compression and Angle of Closing Inlet Valves on The Process of Combustion And The Indicators of Working Cycles of HCCI Engine with Supercharge]. *Avtogazozapravochnyi kompleks + al'ternativnoe toplivo* [AutoGas Filling Complex+ Alternative Fuel]. 2011, no. 2(56), pp. 9–16.
- [12] Kamaltdinov V.G., Markov V.A., Khripupov S.A. Raschetnoe issledovanie vliianiia retsirkuliatsii otrabotavshikh gazov na pokazateli rabocheho tsikla HCCI-dvigatel'ia [Calculated investigation of influence of waste gases recirculation on working cycles indicators in the HCCI engine]. *Avtogazozapravochnyi kompleks + al'ternativnoe toplivo* [AutoGas Filling Complex+ Alternative Fuel]. 2011, no. 4(58), pp. 25–32.
- [13] Kamaltdinov V.G. Utochnennaia metodika rascheta parametrov rabocheho tela na puskovykh rezhimakh dizelia [Method of Analysis of Work Medium Parameters as Applied to Engine Starting Condition]. *Dvigatelistroenie* [Engine building]. 2008, no. 2(232), pp. 31–34.
- [14] Fedianov E.A., Itkis E.M., Kuz'min V.N. Osobennosti teplootdachi v stenki tsilindra dvigatel'ia s samovosplameneniem gomogennoi toplivovozdushnoi smesi [Properties of heat transfer in the cylinder wall of the engine with a homogenous air-fuel mixture autoignition]. *Izvestiia VolgGTU. Ser. Protsessy preobrazovaniia energii i energeticheskie ustanovki* [Proceedings VSTU. Ser. Processes of energy conversion and power plants]. 2009, no. 7, pp. 72–74.
- [15] Kamaltdinov V.G. *Organizatsiia effektivnogo protsessa sgoraniia topliva dlia perspektivnogo porshnevoogo dvigatel'ia vnutrennego sgoraniia*. Diss. dokt. tekh. nauk [Organization of effective combustion process for prospective piston internal combustion engine. Dr. tech. sci. diss.]. Cheliabinsk, 2012. 24 p.

## Информация об авторах

**КАМАЛТДИНОВ Вячеслав Гилимянович** (Челябинск) — доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания». Южно-Уральский государственный университет (454080, Челябинск, Российская Федерация, Ленина пр., д. 76).

**МАРКОВ Владимир Анатольевич** (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теплофизика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: markov@power.bmstu.ru).

**ДРАГУНОВ Геннадий Дмитриевич** (Челябинск) — доктор технических наук, профессор кафедры «Колесно-гусеничные машины и автомобили». Южно-Уральский государственный университет (454080, Челябинск, Российская Федерация, Ленина пр., д. 76).

## Information about the authors

**KAMALTDINOV Vyacheslav Gilimyanovich** (Chelyabinsk) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Internal Combustion Engines» Department. South Ural State University (SUSU, Lenina ave., 76, 454080, Chelyabinsk, Russian Federation).

**MARKOV Vladimir Anatol'evich** (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Thermal Physics» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: markov@power.bmstu.ru).

**DRAGUNOV Gennadiy Dmitrievich** (Chelyabinsk) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Wheeled and Caterpillar Vehicles and Automobiles» Department. South Ural State University (SUSU, Lenina ave., 76, 454080, Chelyabinsk, Russian Federation).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана  
вышло в свет 2-е издание монографии

### «Структура и износостойкость азотированных конструкционных сталей и сплавов»

авторов С.А. Герасимова, Л.И. Куксенова, В.Г. Лаптева.

Изложены закономерности формирования структуры поверхностного слоя при азотировании сталей и сплавов перлитного, мартенситного и аустенитного классов в зависимости от их химического состава, плотности дефектов строения матрицы и температурно-временных параметров технологического процесса. Описаны механизмы влияния строения азотированного слоя на твердость сталей и их износостойкость. Установлены основные структурные факторы, влияющие на износостойкость сталей и контактную долговечность изделий из них. Рассмотрены принципы управления структурными факторами для достижения оптимальных значений износостойкости и контактной долговечности. Представлены результаты экспериментальных исследований износостойкости конструкционных материалов при трении в разных условиях. С позиций эксплуатационных требований изложена проблема выбора конструкционных материалов для узлов трения технологического оборудования. В приложении представлен обширный справочный материал по триботехническим характеристикам конструкционных материалов.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru